тилируемых фасадов следует избегать применения плит с наличием дефектов и ослабляющими окрашивающими примесями.

### ЗАЩИТА ОБМОТКИ РОТОРА ОТ ЗАМЫКАНИЯ НА ЗЕМЛЮ

Кувандыков Ф.Р., Задин И.Д.

Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, e-mail: faniskr@yandex.ru

В настоящее время для выработки электрической энергии переменного тока в основном используют синхронные генераторы (СГ). Переход от плановой экономики к рыночной, начавшийся в 1985г, сопровождался общим спадом промышленного производства, в том числе и в энергетике. Поэтому новые СГ в строй не вводились. В результате порядка 80% СГ находятся в эксплуатации более 20 лет. В соответствии со статистическими данными у этих генераторов наступает период резкого возрастания числа повреждений в обмотке ротора, которые сопровождаются замыканием на землю в одной и двух точках, а так же витковыми замыканиями.

В течение многих лет наличие виткового замыкания в обмотке ротора у генераторов малой мощности считалось допустимым, если вибрация не превышала критических значений. Известны случаи работы турбогенераторов мощностью до 100 МВт в течение многих лет с несколькими замкнутыми витками в обмотке ротора. И некоторые из них были обнаружены случайно в результате детального практика эксплуатации обследования. Однако турбогенераторов класса 160-200 МВт показывает, что работа их даже при замыкании одного витка неприемлема. Еще жестче подход к защите роторов гидрогенераторов. Их отключают при замыкании на землю в одной точке без выдержки времени, это позволяет избежать замыкания во второй точке, то есть замыкания части витков обмотки ротора.

На сегодня в энергетике практически все СГ оборудованы защитами от замыканий на землю в одной точке, например, защитами типа КЗР-З. В турбогенераторах до 160 МВт для защиты от замыканий на землю во второй точке используют переносной комплекс защиты КЗР-2, а защиты от виткового замыкания не устанавливаются. Это вызвано отсутствием теории, позволяющей разрабатывать простые и чувствительные устройства защиты.

Таким образом, работа по развитию теории построения простых и чувствительных устройств релейной защиты ротора СГ от витковых замыканий актуальна.

# ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ЗЕРНОВОЙ СЕЯЛКИ СЗУ-6

Купряшкин В.Ф., Наумкин Н.И., Фирстов А.Ф., Уланов А.С. ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н.П. Огарева», Саранск, e-mail: kupwf@mail.ru

В настоящее время при производстве современных посевных машин реализуются перспективные пути развития посевных машин, которые направлены на создание высокотехнологичных, универсальных, функциональных, надежных и высокопроизводительных сеялок.

Одним из таких перспективных направлений развития посевных машин является увеличение их ширины захвата, например сеялки СЗ-5,4, Клен-6 и др. Указанные сеялки предпочтительно использовать на полях 40...70 га. За счет увеличения ширины захвата производительность возрастает в 1,5 раза по сравнению с сеялками шириной захвата 3,6 м. Кроме этого обеспечивается лучшая загрузка двигателя трактора (до 85%).

В Республике Мордовия в ОАО «МордовАгро-Маш» разработана конструкция и освоено производство универсальной зерновой сеялки СЗУ-6 с шириной захвата 6 м (рис. 1).

Сеялка предназначена для посева семян зерновых культур (пшеница, рожь, ячмень, овес), зернобобовых культур (горох, фасоль, соя, чечевица, бобы, чина, нут, люпин). Кроме этого сеялка может быть использована для посева семян других культур, близких к зерновым по размерам семян и нормам высева, такие как гречиха, просо, сорго и др. [1].

Отличительной особенностью этой сеялки являются механизмы сошников с опорно-прикатывающими колесами и пружинными догружателями, которые обеспечивают стабильное заглубление сошников на установленную глубину и прикатывание посевов.

Эксплуатация сеялок в полевых условиях подтвердила в основном их высокую производительность, экономичность и оптимальность высева, повышение урожайности зерновых. Однако наряду с положительными результатами их использования были выявлены и существенные недостатки в конструкции сеялок. В частности, в механизме сошника наблюдался повышенный износ рабочей поверхности штока догружателя, а также его изгиб, что в конечном итоге приводило к излому последнего в его нижней части. При этом поломка штока, могла вызвать выход из строя более сложные и дорогие детали, а именно поводок, корпус сошника, а также сами сошники, что приводило к нарушению работоспособности не только механизма сошника, но и в целом всей машины.



Рис. 1. Общий вид сеялки СЗУ-6:

а – вид спереди; б – вид сзади 1 – рама; 2 – бункер; 3 – высевающие аппараты; 4 – привод высевающих аппаратов; 5 – поворотный брус сошников; 6 – сошники; 7 – рабочая сница; 8 – транспортная сница; 9 – опорные колеса; 10 – транспортные колеса; 11 – приводное колесо; 12 – маркер

Для устранения выявленных поломок требуется замена вышедших из строя деталей. При этом, для обеспечения нормальной работы механизма сошника возникала необходимость регулировки пружины догружателя. Поэтому для устранения выявленных отрицательных факторов при работе сеялки в конструкции механизма сошниковой группы, требуется тщательных анализ нагружения основных его рабочих элементов, а в частности штока и пружины догружателя механизма обеспечения постоянного давления опорно-прикатывающего колеса и сошника на почву.

Исследование начнем с определения нагрузок действующих на шток догружателя. Составим кинематическую схему механизма сошника, для этого изобразим ее в масштабе, в двух крайних положениях: нижнем – OABCD и верхнем – OABCD (рис. 2).

На ось С действуют две составляющих силы сопротивления: вертикальная  $\overline{F}_C^y = 500 H$  и горизонтальная  $\overline{F}_C^x = 225 H$  [2].

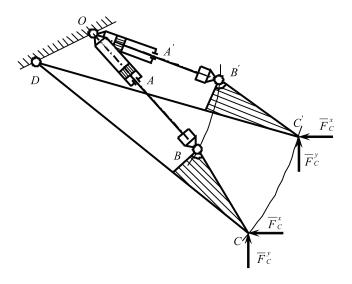


Рис. 2. Кинематическая схема работы механизма сошника сеялки СЗУ-6

Воспользуемся методом кинетостатики [3], для чего выделим из состава механизма структурные группы, изобразим их отдельно в масштабе: АВСD и A'B'C'D' (рис. 3, а, б) действие от соединенных звеньев заменим реакциями  $\overline{R}_A^t$ ,  $\overline{R}_D^t$ ,  $\overline{R}_D^n$  и  $\overline{R}_A^{t'}$ ,  $\overline{R}_D^{t'}$ ,  $\overline{R}_D^{n'}$  соответственно для нижнего и верхнего положений механизма. Приложим также в соответствующие точки силу, действующую на шток и результирующую силу сопротивления  $F_C^\Sigma = F_C^y + F_C^x = 548H$  (рис. 3, в).

Составим уравнения моментов относительно точек В и В для 2-го звена  $\sum M(B) = 0$ , откуда видим, что  $\overline{R}_A'$  и  $\overline{R}_A'$  равны нулю. Из уравнения моментов сил относительно точек B и B' для 3-го звена найдем величину тангенциальных составляющих, они будут равны  $\overline{R}_{03}' = 137 H$  и  $\overline{R}_{03}' = 41 H$ .

Составим уравнения суммы всех сил действующих на группу  $\sum \overline{F}_{23} = 0$ :  $\overline{F}_{\varnothing} + \overline{F}_{C}^{\Sigma} + \overline{R}_{D}^{\prime} + \overline{R}_{D}^{n} = 0$ , это уравнение решим графически для чего построим план сил в масштабе (рис. 3, c, д) из плана сил находим, что  $\overline{F}_{\mathscr{U}} = 1980\,H$  и  $F_{C}^{\Sigma} = 1120H$ .

Далее выявим, как изменяться усилие в штоке догружателя, при различных положениях опорного колеса в результате копирования опорным прикатывающем колесом рельефа, сохраняя при этом постоянным по величине и равным требуемому значению усилия его прижатия к почве. Для этого изобразим в масштабе 9 последовательных положений сошниковой группы, соответствующих изменению рельефа почвы относительно среднего положения через каждые 50 мм (рис. 4).

Каждая точка С соответствует положению центра оси сошника. Знак (+) означает подъем поверхности, а (-) – ее опускание относительно среднего уровня.

Для каждого положения в точку С приложим суммарную постоянную нагрузку  $F_C^{\Sigma}=548H$  и выполним силовой расчет для изображенного механизма по ранее указанному алгоритму. Расчет выполним для всех изображенных на рис. 4 положений, при условии постоянства внешней силы  $F_C^{\Sigma}$ . Результаты расчета представлены в табл. 1.

По ее данным построим график требуемого усилия на штоке в зависимости от величины его перемещения (рис. 5). Откуда следует, что для обеспечения постоянства усилий на оси сошника, при любом изменении профиля почвы, в пределах ± 200 мм, зависимость между продольной силой F и перемещением штока S должна быть линейной.

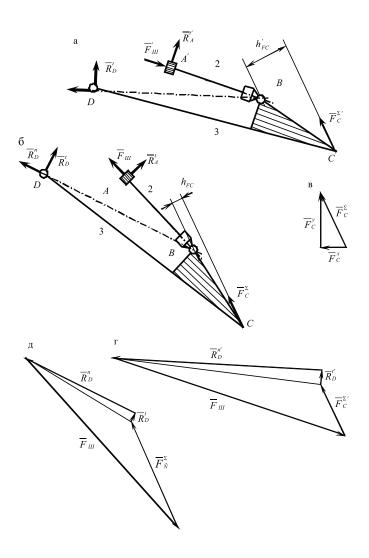


Рис. 3. Расчетная схема секции сошника сеялки C3V-6: а – схема нагружения механизма в верхнем положении; б – схема нагружения механизма в нижнем положении; в – план сил сопротивления; г – план сил для верхнего положения механизма; д – план сил для нижнего положения механизма

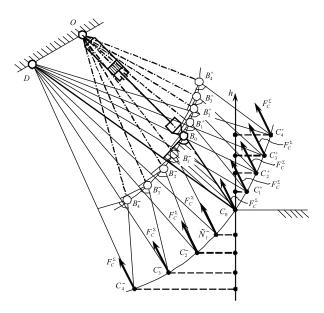


Рис. 4. Планы положений механизма догружателя сошника

Таблица 1

125

1980

Таким образом, из анализа следует, что максимальное продольное усилие *F*, которое может воз-

-4

- 20

0

150

-3

<del>- 15</del>

25

250

Наименование параметра, размерность

Удлинение штока S, мм

Продольное усилие F, H

Ход сошника h, мм

никать в штоке пружинного догружателя при определенных условиях его работы не превышает 1980 Н.

2

10

102.5

1520

# Значения продольных усилий в штоке сошника

-1

-5

65

950

-2

- 10

42,5

650

№ положений

0

0

75

1120

5

90

1340

	3	4
	1.5	20

115

1700

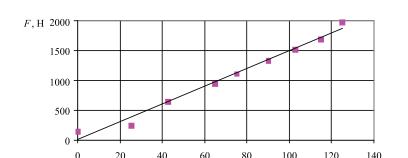


Рис. 5. График зависимости усилий в штоке FШ от изменения длины коромысла S

Из анализа полученных данных, можно сделать вывод о том, что такие действующие на шток силы не могут вызвать его изгиб и привести его повышенному износу и последующему излому. Поэтому для выявления выше указанных причин проведем структурный анализ механизма сошника.

Для структурного исследования механизма сошника (см. рис. 2) проанализируем входящие в него кинематические пары (шарниры). Из рис. 2 следует, что в его состав входят только кинематические пары 5-го класса, следовательно, он представляет собой плоский механизм, вычислим его подвижность по формуле П Л. Чебышева [3]:

$$W = 3n - 2P_{\varsigma},\tag{1}$$

где n — количество подвижных звеньев, n = 3;  $P_5$  — количество кинематических пар 5-го класса,  $P_5$  = 4. Подставим значения в формулу (1) получим:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$
.

Однако, в силу возможных отклонений в расположении кинематических пар за счет погрешностей при изготовлении или деформаций стойки, механизм фактически работает как пространственный, что подтвердили наблюдения за его эксплуатацией. Тогда следует определить число избыточных связей по формуле [4]:

$$q = W - 6n + 5P_1 = 1 - 6.3 + 5.4 = 3.$$
 (2)

Последние расчеты показывают, что избыточные связи ограничивают необходимую подвижность штока амортизатора, приводящую к выходу его строя, т.е. его поломки, а также причины выхода из строя других деталей механизма сошника. Поэтому, для обеспечения требуемой подвижности штока догружателя необходимо устранить избыточные связи в его шарнирах.

Для устранения выявленных избыточных связей в шарнирах крепления штока догружателя к корпусу сошника и к кронштейну механизма подъема сошни-

ков, необходимо устранить их первопричины, т.е.: во первых это устранение неточностей изготовления и сборки деталей и узлов механизма сошниковой группы; во вторых, это другие возможные конструктивные решения.

S. MM

Однако решение выявленных причин нарушающих работоспособность деталей и узлов механизма сошниковой группы первым способом, как показывают условия, технологии изготовления деталей и узлов, а также условия последующей их эксплуатации не решают полностью выявленных проблем. Кроме этого необходимо отметить, что реализация первого способа приводит к значительному увеличению стоимости работ по изготовлению деталей и узлов, да и порою невозможность его применения по определенным причинам на предприятиях изготовителях сельскохозяйственной техники.

На основании этого, для полного устранения выявленных причин выхода из строя рабочих элементов механизма сошника, на наш взгляд необходимо, прибегнуть к другим конструкторским решениям.

Согласно Л.Н. Решетову [4] для исключения этих связей необходимо увеличить подвижность кинематических пар, например, применить двух подвижные цилиндрические или карданные (шарнир Гука) и трехподвижные сферические пары, тогда:

$$q = W - 6n + 5P_1 + 4P_2 + 3P_3, (3)$$

где  $P_2$ ,  $P_3$  – кинематические пары соответственно 4-го и 3-го класса; в нашем случае  $P_3$  =  $P_3$  = 1.

Подставим значения в формулу (3), получим:

$$q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 0$$

На рис. 6 приведены возможные варианты механизма сошника без избыточных связей, устранение которых достигается заменой одноподвижных цилиндрических шарниров крепления догружателя с поворотным кронштейном и корпусом сошника на двухподвижные цилиндрические или карданные шарниры и на трехподвижные сферические шарниры.

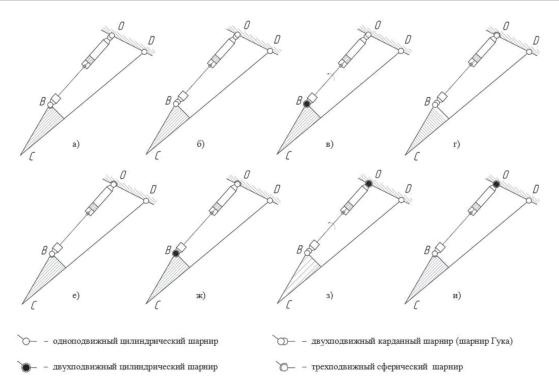


Рис. 6. Способы замены кинематических пар в механизме сошника

Необходимо отметить, что в случаях сочетания двухподвижного цилиндрического шарнира с карданным шарниром (рис. 6, в, з) требуется обеспечение их вращения относительно друг друга.

Все предложенные на рис. 6 схемы позволяют устранить избыточные связи и обеспечить требуемые условия работы механизма сошника.

1 2 3 5 6

Рис. 7. Схема конструкции крепления штока пружинного догружателя к корпусу социнка:
1 — шток догружателя; 2 — вилка штока догружателя; 3, 5 — палец;
4 — дополнительная вилка; 6 — корпус социнка

В данном случае двухподвижные карданные шарниры (см. рис. 7 и 8) образуются из деталей базовой конструкции механизма сошника, а именно вилки корпуса пружинного догружателя 2 с дополнительно установленной вилкой 4 (рис. 7) и поворотного кронштейна 3 с крестовиной 2 (рис. 8). Все элементы конструкции соединены между собой при помощи пальцевых соединений.

Использование усовершенствованной конструкции механизма сошника позволит повысить надежность его работы. Вследствие этого снизятся затраты

Сопоставляя конструкции существующих деталей и узлов механизма сошника и предложенные варианты замены кинематических пар в шарнирах приходим к выводу, что наиболее приемлемым вариантом для рассматриваемого механизма является второй вариант (рис. 6, б), который требует наименьших конструкторских изменений. Реализовать на практике сферические пары можно в виде разнесенного шарнира Гука (рис. 7 и 8) [5].

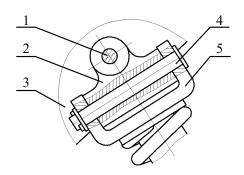


Рис. 8. Схема конструкции крепления корпуса пружинного догружателя к поворотному кронитейну:
1, 4 — палец; 2 — крестовина; 3 — поворотный кронитейн;
5 — корпус пружинного догружателя

на устранение неисправностей и техническое обслуживание деталей и узлов сошника, что в свою очередь положительно скажется на повышении эффективности функционирования посевного МТА за счет увеличения сменной производительности.

Проведенные полевые испытания зерновой сеялки СЗУ-6 с усовершенствованной конструкцией сошников в составе с трактором МТЗ-1221 в условиях ООО АПО МТС «Ромодановская» Ромодановского муниципального района Республики Мордовия позволило увеличить сменную производительность

МТА в сравнении с базовой конструкцией сеялки с 43,4 до 52,0 га.

За счет повышения производительности, снижения трудоемкости и себестоимости механизированных работ на единицу выработки при годовой выработке в 500 га экономический эффект от использования сеялки с усовершенствованными сошниками составил – 2556 руб.

Список литературы
1. Сеялка универсальная блочно-модульная СУБМ-3,6. Паспорт, техническое описание, руководство по эксплуатации. ОАО «Модо вАгроМаш». – Саранск, 2008. – 40 с.

вългромаш». – Саранск, 2008. – 40 с. 2. Наумкин Н.И., Купряшкин В.Ф., Чаткин М.Н. Устранение избыточных связей в механизме сошника универсальной блочномодульной сеялки СУБМ-3,6. Повышение эффективности функционирования механических и энергетических систем: Междун. Науч.техн. конф. / МГУ им. Н.П. Огарева. – Саранск: Тип. «Крас. Окт.», 2004., с. 326 – 331.

2004., с. 320 – 351.

3. Наумкин Н. И., Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учеб. пособие / Н. И. Наумкин, М. Н. Чаткин, В. Ф. Купряшкин и др.; под. ред. П. В. Сенина, Н. И. Наумкина. 2-е изд., испр. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2005. – 332 с.

испр. — Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2005. — 332 с. 4. Решетов Л. Н. Конструирование самоустанавливающихся механизмов. — М.: Машиностроение, 1985. — 272 с. 5. Купряшкин В.Ф. Пат. 88500 Российская Федерация, МПК А 01 С 7/20. Секция сошника зерновой сеялки / В.Ф. Купряшкин Н И. Наумкин, А.В. Безруков; заявитель и патентообладатель Мордов. госуниверситет им. Н.П. Огарева. — № 22009128157/22; заявл. 21.07.2009; опубл. 20.11.2009, Бюл. № 32. — 3 с.: ил.

#### АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ РАСФАСОВОЧНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ДЛЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ

Лебедев В.А., Макаров А.М.

Волгоградский государственный технический университет. Волгоград. e-mail: vovan otradnoe@mail.ru

В современном обществе невозможно представить продукты без упаковки. Было бы странно прийти в магазин и увидеть гору сахара или соли, из которой покупатели набирают сколько нужно. Поэтому проблема расфасовки чрезвычайно актуальна. Для облегчения простоты использования фасовочного оборудования применяют различные автоматизированные устройства, которые облегчают труд оператора, экономят время, позволяют повысить произволительность.

Гибкие контейнеры в виде рукава из тканого материала, прошитого или проклеенного с одной стороны, вместимостью 5-50 кг – очень распространенная тара.

Анализ патентных источников показывает, что для автоматизации процесса расфасовки сыпучих материалов в гибкие контейнеры могут быть использованы различные устройства, однако полностью автоматического оборудования в настоящее время не производится. Наибольшая доля рынка упаковочной техники сегодня приходится на зарубежных производителей. Это около 40 компаний из Финляндии, Италии, Германии, Австрии, Испании. Среди них можно выделить немецкие Librawerk, Mollers (представительство в России - «Мёллерс Интертек»), «Бой-мер», «Хавер и Беккер», Chronos Richardson GmbH (в России - «Зальцгиттер Хандель», системы наполнения мягкой тары для пищевой и химической отраслей), Windmoller&Holscher (машины формования, затаривания и закрытия гибких контейнеров серии Diamant и Topas), австрийская компания Starlinger (фасовка клапанных и открытых ГК, а также FIBC), итальянская Technipes Group (на отечественном рынке - «Текнопак»). Отдельного внимания заслуживает компания «Вселуг» - отечественный проектировщик и производитель оборудования для изготовления и упаковки сыпучих материалов.

Для автоматизации процесса расфасовки сыпучих продуктов в гибкие контейнеры на кафедре «Автоматизация производственных процессов» Волгоградского государственного технического университета разработаны конструкции рычажно-шарнирных захватных устройств [1-3], содержащих захватные элементы в виде пальцев и привод их перемещения в виде одного или нескольких пневмоцилиндров.

Для решения задачи полной автоматизации процесса разработана конструкция автоматической линии [4], в которой манипулирование гибким контейнером осуществляется рычажно-шарнирным механизмом, а предварительно открывание контейнера может осуществляться вакуумными захватными устройствами.

Расфасовочный комплекс, согласно модульному принципу, может комплектоваться разными типами бункеров, дозаторов, устройств подачи гибких контейнеров, загрузочными и отводящими транспортёрами, дополнительными блоками [1]. Важно понимать значение модульного принципа таких систем. Он позволяет менять отдельные модули на более совершенные без полного разбора оборудования и, как следствия, простоя всей системы. Очень актуально менять составные части на более производительные, что позволяет экономить время и средства.

Важно отметить, что в современных расфасовочных автоматических комплексах применяются модули способные работать автономно вне данного комплекса. К основным таким модулям следует отнести дозатор - устройство для автоматического отмеривания (дозирования) заданной массы или объёма твёрдых сыпучих материалов, паст, жидкостей и т.д. Дозаторы позволяют экономично расходовать сырьё, сократить потери материалов, расширить поточное производство, исключить многие трудоёмкие процессы, а также улучшить условия труда.

Внедрение автоматических устройств в производство, призвано облегчить труд людей, сократить издержки труда и повысить производительность. Конвейеры, применяемые сегодня в расфасовочных комплексах помогают повысить поточность производства. Главная задача это транспортировка расфасованных упаковок, а также подача сырья к дозатору. Конструкция их чрезвычайна разнообразна. Как и в случае с дозаторами применение конвейеров не ограничивается лишь в автоматизированных расфасовочных комплексах.

Список литературы

- Список литературы

  1. Макаров, А.М. Автоматизация процесса наполнения мягкой расфасовочной тары сыпучим материалом / А.М. Макаров, Ю.П. Сердобинцев // Современные проблемы науки и образования.—
  2011.— № 6; URL: www.science-education.ru/100-5113 (дата обращения: 23.11.2012).
  2. Патент 2421383 РФ, МПК В 65 В 67/12. Устройство для авто-
- 1. Патент 2421383 РФ, МПК В 65 В 67/12. Устройство для автоматического захвата, раскрытия и удержания мешков / Л.А. Рабинович, А.М. Макаров, ВолгГТУ. 2010.
   3. Макаров, А.М. Синтез рычажно-шарнирных захватных устройств для манипулирования мягкой расфасовочной тарой / А.М. Макаров, Ю.П. Сердобинцев // Изв. ВолгГТУ. Серия «Прогрессивные технологии в машиностроении». Вып. 8: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. Волгоград, 2012. № 13 (100). С. 117-119.
   4. Патент 2469928 РФ, МПК В 65 В 7/02, В 65 В 5/00. Устройство для артоматического раскрытия удеждания и захрытия мещков.

ство для автоматического раскрытия, удержания и закрытия мешков / А.М. Макаров, Л.А. Рабинович, Ю.П. Сердобинцев; ВолгГТУ.—2013.

## ПРЕИМУЩЕСТВА ПРИМЕНЕНИЯ АГРЕГАТНЫХ СТАНКОВ С ЧПУ

Мифтахов А.Ф.

НЧФ КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева, Набережные Челны, e-mail: mazon777@mail.ru

Современные машиностроительные производства должны иметь возможность гибко и быстро реагировать на изменение спроса заказчиков. Это приводит к необходимости использования таких технологических систем, которые обеспечивали бы быстрые изменения в действующем производстве. Во